

⑫ 公開特許公報(A)

昭63-106453

⑬ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和63年(1988)5月11日

F 16 H 7/02

A-6608-3J

審査請求 未請求 発明の数 1 (全5頁)

⑮ 発明の名称 タイミングベルト機構

⑯ 特 願 昭61-248411

⑰ 出 願 昭61(1986)10月21日

⑱ 発 明 者 麻 弘 知 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内
⑲ 発 明 者 伊 東 正 篤 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内
⑳ 発 明 者 金 山 斎 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内
㉑ 出 願 人 株式会社日本自動車部品総合研究所 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地
㉒ 代 理 人 弁理士 青 木 朗 外5名

明 細 書

1. 発明の名称

タイミングベルト機構

2. 特許請求の範囲

1. 歯付き駆動プーリと歯付き被駆動プーリとの間に歯付きベルトを掛け渡したタイミングベルト機構において、前記駆動プーリと被駆動プーリとの間にさらに前記歯付きベルトと噛み合う中間歯付きプーリを介在させ、該中間歯付きプーリの歯先円を非円形となして該プーリの中心から最小距離の歯先部と最大距離の歯先部とを形成し、前記最小距離の歯先部を前記歯付きベルトが最大張力となる時該ベルトとの噛み合い部の中心位置に、前記最大距離の歯先部を前記歯付きベルトが最小張力となる時該ベルトとの噛み合い部の中心位置に、それぞれ位置させるよう配置したことを特徴とするタイミングベルト機構。

2. 前記駆動プーリ1回転当りの負荷変動数をN、前記駆動プーリの歯数をZとした場合、前記中間歯付きプーリが、 $Z_a = k \cdot Z$ ($k = 1, 2,$

3...)なる歯数 Z_a を有し、かつ $n = k \cdot N$ を満足する個数nの前記最大距離及び最小距離の歯先部を有している特許請求の範囲第1項記載のタイミングベルト機構。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明はタイミングベルト機構、特にタイミングベルト機構におけるタイミングベルトの共振抑制装置に関するものである。

(従来技術)

自動車等において駆動側から被駆動側に動力を正確に伝達するためタイミングベルト機構が用いられている。このタイミングベルト機構はローラチェーン、歯車等と同様に、歯付きプーリとこれに噛み合う歯付きベルトからなるものである(実開昭57-172956号公報参照)。

(発明が解決しようとする問題点)

上記のタイミングベルト機構を例えば自動車の

動弁機構においてクランクシャフトとカムシャフトとの間に用いた場合は、被駆動側のカムシャフトの負荷の変動に伴い、タイミングベルトの張力が変動しこの変動が大きい共振点において同ベルトは激しく振動し、そのためベルトとプーリとの噛み合いが悪くなる。この影響でクランクシャフトの回転とバルブ作動のタイミングにずれが生じ、回転変動をひき起す原因となる。またベルトとプーリとの噛み合いが不十分となりベルトの歯にかかる荷重が増加しベルトの歯の寿命に悪影響を及ぼすことになる。したがって、このようなタイミングベルト機構は共振を抑制する手段を講じる必要がある。

(問題点を解決するための手段)

本発明によれば上記の問題点は、歯付き駆動プーリと歯付き被駆動プーリとの間に歯付きベルトを掛け渡したタイミングベルト機構において、前記駆動プーリと被駆動プーリとの間にさらに前記歯付きベルトと噛み合う中間歯付きプーリを介

大し張力変動の最小値は大きくなる。

したがってベルト全体の張力変動の振幅が小さくなり、この張力変動の減少により共振の度合いが抑制されるものとなる。

(実施例)

本発明の実施例を図面を参照して以下に説明する。第1図は本発明の第1の実施例を示し、本実施例は、本発明のタイミングベルト機構を4気筒エンジンの動弁系、すなわちクランクシャフトとバルブ駆動用のカムシャフトとの間に適用したものである。

図中、1は歯の設けられたカムシャフトプーリ、2は歯の設けられたクランクシャフトプーリ、3は歯の設けられたタイミングベルトであって、プーリ1、2の歯がタイミングベルト3の歯に噛み合い、クランクシャフトプーリ2からタイミングベルト3を介してカムシャフトプーリ1に回転力が伝達されるようになっている。

両プーリ1、2の中間にさらに歯の設けられた

させ、該中間歯付きプーリの歯先円を非円形と成して該プーリの中心から最小距離の歯先部と最大距離の歯先部とを形成し、前記最小距離の歯先部を前記歯付きベルトが最大張力となる時該ベルトとの噛み合い部の中心位置に、前記最大距離の歯先部を前記歯付きベルトが最小張力となる時該ベルトとの噛み合い部の中心位置に、それぞれ位置させるよう配置したことを特徴とするタイミングベルト機構によって解決される。

(作用)

上記の構成からなる本発明によれば、ベルトの張力が最大となる位置で中間歯付きプーリの最小距離の歯先部が前記ベルトとの噛み合い部の中心位置にくるので、ベルト全体の長さが収縮し、そのため張力の増加は抑制され張力変動の最大値は小さくなる。一方、ベルトの張力が最小となる位置では中間歯付きプーリの最大距離の歯先部がベルトとの噛み合い部の中心位置にくるので、ベルト全体の長さは伸長しそのためベルトの張力は増

オイルポンププーリ4が設けられ、このプーリ4の歯がタイミングベルト3と噛み合いクランクシャフト(図示せず)からの回転力が伝達される。このプーリ4はオイルポンプ(図示しない)を駆動するためのプーリである。オイルポンププーリ4は従来のプーリと異なり、その外周が非円形であり、その中心Oからの距離が最大となる長径部C-Dと最小となる短径部F-Eとが形成されている。5はアイドルプーリで、テンションプーリ6によりタイミングベルト3の張力を調節する。

同図において矢印Gはクランクシャフトプーリ2の回転方向を示す。またカムシャフトプーリ1上の点Aが点Bの位置にある時バルブの負荷が最大(クランク角度で上死点から約70°のところ)となりベルト3の張力が最大となるものとする。

本実施例では、第1図に示すように、ベルト3の張力が最大となる位置において、オイルポンププーリ4は、その短径部F-Eの一方の端部E又はFがベルト3との噛み合い部の中心位置にくるように配置する。またバルブの負荷が最小となり

ベルト3の張力が最小となる位置(カムシャフトプーリ1が第1図の位置から 90° 回転した位置)では、オイルポンププーリ4はその長径部C-Dの一方の端部C又はDがベルト3との噛み合い部の中心位置にくるように配置する。

このようにオイルポンププーリ4を配置することにより、ベルト3の張力の最大の時はオイルポンププーリ4の短径部F-Eがベルト3と噛み合うのでベルト3全体の長さは収縮し、そのためベルトの張力の増加は抑制され張力変動の最大値は小さくなる。一方、ベルト3の張力の最小の時はオイルポンププーリ4はその長径部C-Dがベルト3と噛み合うのでベルト3全体の長さは伸長し、そのためベルトの張力は増大し張力の最小値を増加させるものとなる。この結果ベルト3の張力の最大値と最小値との差が少なくなり、張力変動の振幅は減少し共振の度合は抑制されることとなる。

さらに本実施例におけるオイルポンププーリ4のような非円形プーリを用いた場合の、同プーリ4の形状及び歯数について説明する。

歯数の非円形プーリ4を用いた場合、プーリ4の中心Oから歯までの距離は、互いに対称となる2箇所C及びDで最大となり、E及びFで最小となる。

第2図、第3図に、4気筒エンジンにおけるベルト3の張力の測定結果を示す。第2図は円形オイルポンププーリを用い(従来例)、第3図は本実施例の非円形オイルポンププーリ4を用いた結果をそれぞれ示すものである。円形オイルポンププーリを用いた時に見られた共振による張力増加Gが非円形オイルポンププーリ4を用いた本実施例では見られず共振が抑制されているのがわかる。

第4図は本発明の第2実施例における非円形プーリの形状を示すものである。

第2実施例は本発明のタイミングベルト機構を6気筒エンジンの動弁機構に適用したものである。

6気筒エンジンは前記の張力変動のピークが6回あるため、クランクシャフトプーリ2と同歯数のプーリ4を用いた場合、プーリ4の中心Oから歯までの距離O-a, O-b, O-cの3箇所

一般に、非円形プーリ4の歯数Za及び同プーリ4の中心Oから歯までの距離が最大となる箇所の数nはN気筒およびクランクシャフトプーリの歯数がZであるエンジンに適用した場合、

$$Za = k \cdot Z \quad (k = 1, 2, 3 \dots)$$

$$n = (k \cdot N) / 2$$

となる。ただしNおよびkが奇数の場合nは整数でなくなるので、気筒数が奇数個の時はkは偶数でなければならない。

なお、歯を有しないアイドルプーリを用いた場合はアイドルプーリの回転数とクランクシャフトプーリの回転数とが完全には一致しないためベルトの張力変動にタイミングを合せることが不可能であるので効果はない。

本実施例のように4気筒エンジンではカムシャフトプーリ1を回転させ吸排気バルブを開閉するためのベルト張力変動のピークはカムシャフトプーリ1の1回転、あるいはクランクシャフトプーリ2の2回転につき4回現れることになる。そこで図に示すようにクランクシャフトプーリ2と同

最大となり、O-d, O-e, O-fの3箇所で見最小となる。また中心を通る線分a-e, b-f, c-dはそれぞれ 60° で交わる。

また6気筒エンジンの場合、タイミングベルト3の張力の最大となる位置、すなわちバルブの負荷が最大となるクランク角度は上死点から約 80° ずれたところにあるため、その点で非円形オイルポンププーリの点d, e, fのいずれかがベルト3との噛み合いの中心位置にくるよう配設する。

またタイミングベルト3の張力が最小となる点は前述の最大張力の点からクランク角で 60° のところであり、非円形オイルポンププーリ4上の、a, b, c点のいずれかがベルト3との噛み合いの中心位置にくるようにする。

このようなオイルポンププーリ4の配置により、第1実施例の場合と同様に、ベルト3の最大張力時にベルトの全長は収縮し、そのため張力の最大値は減少し、ベルト3の最小張力時には逆にベルトの全長は伸長し、張力の最小値は増大し、その結果ベルト張力の変動の振幅が減少するものとな

る。

第5図、第6図は本発明の第3実施例における非円形プーリの形状を示すものである。

同図に示す実施例はプーリ4のピッチ径を増減するのではなく、特定の歯の高さを増加させることによりタイミングベルト3の共振を抑制するものである。4気筒エンジンの場合RとSの2ヶ所、6気筒エンジンの場合はR、T、Uの3ヶ所の歯の高さを増加させる。ここで図中 α は 120° である。この高さを増加させた歯を張力変動が最小となる点、すなわち上死点からの角度が4気筒エンジンでは約 160° 、6気筒エンジンでは約 170° の点でかみ合いの中心にくるよう配設すると前述と同様の作用によりタイミングベルト3の振幅は減少し、共振が抑制されるものとなる。

〔発明の効果〕

本発明は以上のように、タイミングベルト機構において、ベルトの張力が最大となる時はベルトの全長を減少させてその張力を減少させ、ベルト

の張力が最小となる時には逆にベルトの全長を伸長してその張力を増大するようにしているので、ベルトの最大張力と最小張力との差を少なくする、すなわちベルトの加振要因の1つである張力変動の振幅を減少することができ、共振の度合を抑制することができる。

またそのため、プーリとベルトとの噛み合いは確實となりベルトの歯にかかる荷重の増加は回避されベルトの寿命を延長することができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の第1実施例の概略図、第2図は従来のタイミングベルト機構におけるベルト張力の変動を示すグラフ、第3図は本発明のタイミングベルト機構におけるベルト張力の変動を示すグラフ、第4図は本発明の第2実施例における非円形プーリの拡大正面図、第5図は本発明の第3実施例における非円形プーリの拡大正面図、第6図は第5図のH部の拡大図である。

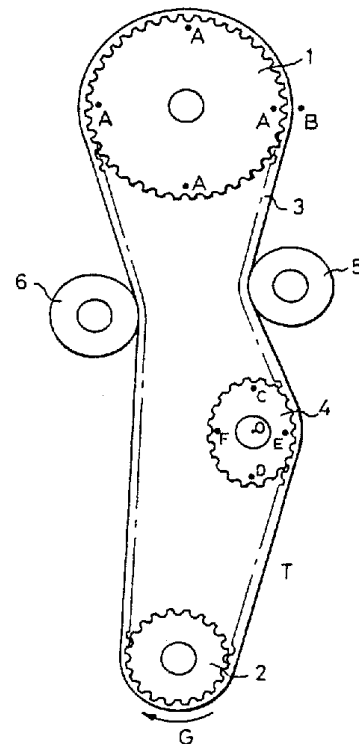
- 1…カムシャフトプーリ、
- 2…クランクシャフトプーリ、
- 3…タイミングベルト、
- 4…オイルポンププーリ。

特許出願人

株式会社 日本自動車部品総合研究所

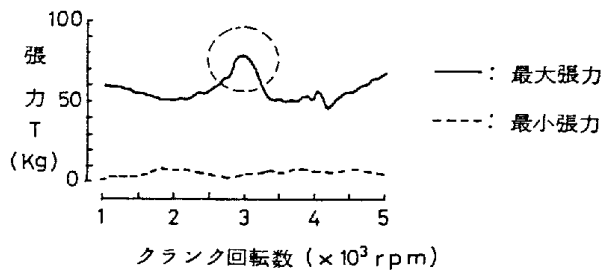
特許出願代理人

弁理士 青 木 朗
 弁理士 西 舘 和 之
 弁理士 石 田 敬
 弁理士 中 山 恭 介
 弁理士 山 口 昭 之
 弁理士 西 山 雅 也

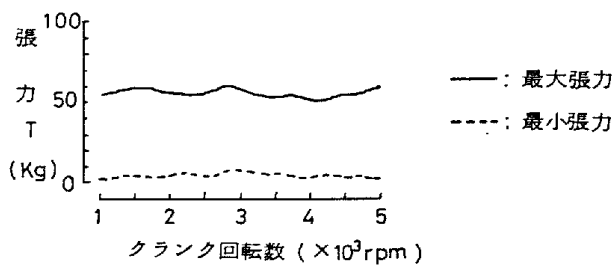


第 1 図

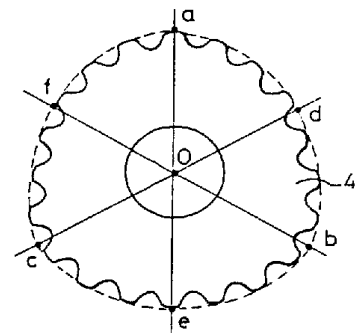
- 1… カムシャフトプーリ
- 2… クランクシャフトプーリ
- 3… タイミングベルト
- 4… オイルポンププーリ



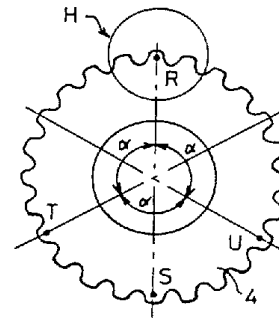
第 2 図



第 3 図



第 4 図



第 5 図



第 6 図

PAT-NO: JP363106453A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 63106453 A
TITLE: TIMING BELT MECHANISM
PUBN-DATE: May 11, 1988

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
ASA, HIROTOMO	
ITO, MASAATSU	
KANAYAMA, HITOSHI	

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
NIPPON SOKEN INC	N/A

APPL-NO: JP61248411
APPL-DATE: October 21, 1986

INT-CL (IPC): F16H007/02

US-CL-CURRENT: 474/153

ABSTRACT:

PURPOSE: To restrict a degree of resonance, by interposing an intermediate toothed pulley between a driving pulley and a driven pulley, the pulley having teeth of which tip configuration is not circular and having tooth tip portions at the minimum distance from the center of the pulley and

tooth tip portions at the maximum distance therefrom.

CONSTITUTION: An oil pump pulley 4 having non-circular tooth-tips is interposed between a cam shaft pulley 1 and a crank shaft pulley 2. The oil pump pulley 4 is so disposed that an end E or F of a short diameter portion E-F thereof is located at a position where it is meshed with a belt 3 when tension of the belt 3 is maximized and an end C or D of a long diameter portion C-D thereof is at a position where it is meshed with the belt 3 when tension of the belt 3 is minimized. With the arrangement, since an amplitude of change in tension of an overall belt 3 is made smaller, a degree of resonance can be restricted.

COPYRIGHT: (C)1988,JPO&Japio